

УДК 621.438

# ЛОКАЛЬНЫЙ ТЕПЛОБМЕН ОКОЛО ПЛОСКИХ СТЕНОК КОНФУЗОРНОГО КРИВОЛИНЕЙНОГО КАНАЛА

**А.А. Халатов**Доктор технических наук, профессор, заведующий  
отделомОтдел высокотемпературной термогазодинамики  
Институт технической теплофизики НАН Украины  
ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057  
Контактный тел.: 8 (044) 456-93-02  
E-mail: khalatov@vortex.org.ua**А.С. Коваленко**

*Наведені результати експериментальних досліджень теплообміну прискореного потоку коло торцевої стінки криволінійного та міжлопаткового каналів. З'ясовані рівень і характер зміни теплообміну в залежності від висоти каналу при тонкому пограничному шарі на вході до нього. Отримані дані можуть бути використані при проектуванні та випробуваннях теплообмінного та теплоенергетичного устаткування*

*Ключові слова: теплообмін, криволінійний, міжлопатковий, канал*

*Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена ускоренного потока около торцевой поверхности криволинейного и межлопаточного каналов. Выявлены уровень и характер изменения теплообмена в зависимости от высоты канала при тонком пограничном слое на входе в него. Полученные данные могут быть использованы при проектировании и испытаниях теплообменного и теплоэнергетического оборудования*

*Ключевые слова: теплообмен, криволинейный, межлопаточный, канал*

*The results of the experimental studies of heat transfer at the flow acceleration over end wall of the vane and curved channel are given. The level and character of heat transfer behavior is shown as a function of the channel height at the thin entry boundary layer thickness. The results obtained can be employed at the design and testing of heat exchange and heat power experiment.*

*Key words: heat transfer, curvilinear, inter-vane channel*

## Условные обозначения

$c$  - скорость внешнего течения;

$t$  - шаг решетки;

$x$  - криволинейная координата;

$Re$  - число Рейнольдса;

$\bar{h} = h/t$  - относительная высота канала;

$\bar{x} = x/x_{\max}$  - относительная координата;

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи;

$\delta$  - толщина пограничного слоя;

$\alpha = \alpha/\alpha_0$  - относительный коэффициент теплоотдачи.

Индексы

$\max$  - значение координаты на выходе из канала;

0 - параметры для пластины в безградиентном потоке;

1 - параметры на входе в канал.

## 1. Введение

Закрытые криволинейные каналы плоского типа являются основным элементом, реализующим ускоренное течение в лопаточных машинах энергетического назначения. Главной особенностью гидродинамики такого канала является возникновение около его плоских (торцевых) стенок вторичных течений различного типа. Они существенно влияют на теплообмен около торцевой поверхности и на практике могут быть использованы как для интенсификации тепло- и массообмена, так и для управления газодинамической структурой потока.

Особое значение приобретает присутствие вторичных течений в высокотемпературном потоке, когда необходимо обеспечить надежную работу стенок канала.

По мере повышения температуры рабочего тела конвективный способ организации охлаждения уже не в состоянии обеспечить тепловую защиту поверхности. Переход к более эффективным способам охлаждения связан с выдувом охладителя в поток [1]. Это требует знания особенностей теплообмена на стенках канала. Иначе можно не только не достичь требуемого уровня охлаждения, но и понести дополнительные потери, связанные с неблагоприятным обтеканием элементов канала и неоправданными затратами охладителя. В этом случае, естественно, надежность работы защищаемых элементов и эффективность применения охлаждения резко снижаются.

Кроме того, ввиду специфических особенностей развития вторичного течения его влияние усиливается, когда ширина торцевой поверхности на входе в канал становится больше высоты криволинейных стенок. На практике это проявляется в увеличении относительной доли вторичных потерь [2].

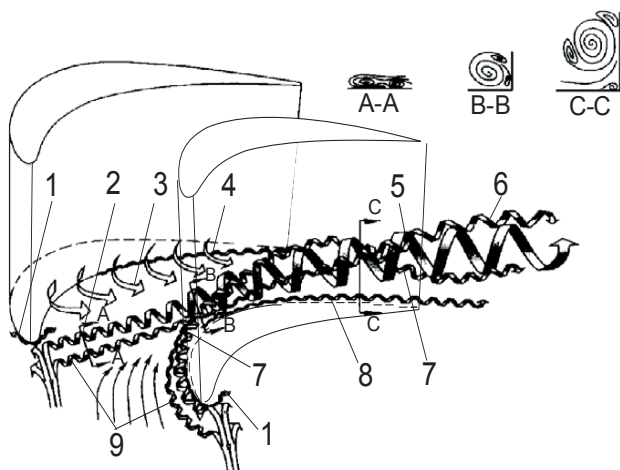


Рис. 1. Схема вихревой структуры в межлопаточном канале: 1— входной угловой вихрь; 2— правая ветвь подковообразного вихря; 3— вторичное течение; 4— угловой вихрь около вогнутой поверхности; 5— угловой вихрь около выпуклой поверхности, противоположно направленный канальному вихрю; 6— канальный вихрь; 7— левая ветвь подковообразного вихря; 8— угловой вихрь около выпуклой поверхности, сонаправленный с канальным вихрем; 9— отрывной вихрь перед входной кромкой лопаток

Визуализация потока с помощью различных индикаторов в гидро- и аэродинамических трубах показывает сложную картину проявления вторичных течений в реальных конструкциях. Рассматривая межлопаточный канал, как развитие исходного прямолинейного канала, можно идентифицировать в нем несколько типов вторичного течения:

- вихревое течение в угловых зонах (угловой вихрь) [3, 4, 5];
- течение в пограничном слое торцевой стенки, вызванное поперечным перепадом давления (вторичное течение) [6];
- канальный вихрь, возникающий при натекании поперечного (вторичного течения) на выпуклую криволинейную стенку [6];

- подковообразный вихрь, возникающий при обтекании входной кромки межлопаточного канала и являющийся основным элементом входного вихря [7].

При этом одновременное существование (рис. 1) различных по природе возникновения вторичных течений [8] не позволяет выявить степень влияния каждого из них на уровень общего и локального теплообмена около торцевых стенок.

Очевидно, на теплообмен около торцевой стенки межлопаточного канала наиболее сильно воздействуют вторичное течение в ее пограничном слое (3) и подковообразный вихрь (2, 7). Практический интерес представляет определение их раздельного влияния на интенсивность теплообмена. В этом случае авторы сочли необходимым проведение поэтапного исследования: сначала в обособленном канале (криволинейный канал), а затем в идентичном канале, смежном с двумя аналогичными (межлопаточный канал).

## 2.Методика проведения исследований

Эксперименты проводились на аэродинамической трубе открытого типа, воздух в которую подавался от центробежного компрессора (расход воздуха до 1 кг/с;  $c_1 = 50$  м/с;  $Re_1 = 3 \cdot 10^5 \dots 12 \cdot 10^5$ ). Объектом исследования служил средний канал прямой решетки из четырех модельных лопаток, криволинейные стенки которых соответствовали профильным поверхностям межлопаточного канала соплового аппарата высокотемпературной газовой турбины (рис. 2). Для обособления его соседние каналы перекрывались профилированными вставками (на рисунке не показаны), которые обеспечивали равномерное поле скоростей на входе. Аналогичные вставки применялись и при изменении высоты канала. При этом неизменность режима обтекания обеспечивалась поддержанием постоянного перепада давления на канале. Необходимый угол входа потока устанавливался регулируемыми створками (8), смонтированными на выходе из канала. Сменная пластина (3) со щелями слива (4) обеспечивала турбулизацию пограничного слоя перед торцевой поверхностью и позволяла менять его толщину на входе в объект исследования.

Таким образом, одна и та же экспериментальная база позволяла перейти от обособленного криволинейного канала к межлопаточному каналу и наоборот. Исследование теплообмена на торцевой стенке проводилось при обратном направлении теплового потока (от поверхности к газу). Коэффициент теплоотдачи определялся электротермическим методом. Обтекаемая воздухом торцевая поверхность (рис. 3) нагревалась ленточными нагревателями (5), изготовленными из сеточного материала (13 полосок шириной 10 мм) с ячейками квадратного сечения  $0,04 \times 0,04$  мм и приклеенными к плоской стенке эпоксидным клеем. Температура стенки измерялась термопарами (4), установленными вдоль характерных линий (3) торцевой стенки. Горячий спай их (6) располагался непосредственно под нагревателем. Тепловой поток учитывался по электрической мощности нагревателя, а тепловые потери определялись в процессе тарировочных испытаний на плоской пластине.

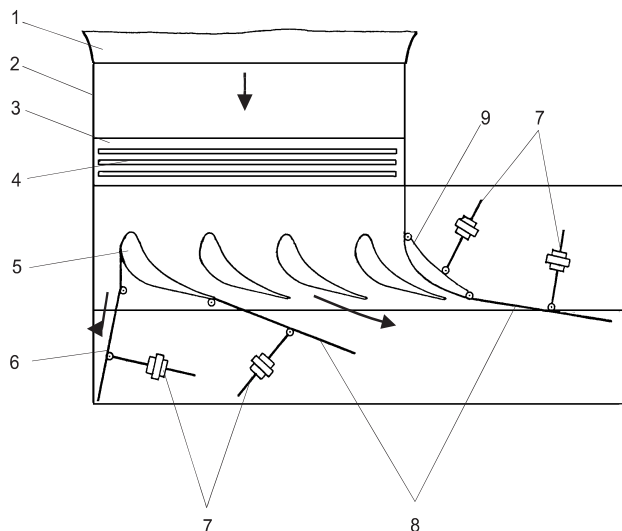


Рис. 2. Схема рабочей части экспериментальной установки: 1— сопло Витшинского; 2— ограничивающие стенки; 3— сменная пластина; 4— щели для слива пограничного слоя; 5— лопатки исследуемой решетки; 6— поворотная пластина канала; 7— винтовые пары; 8— регулировочные створки; 9— поворотная профилированная стенка

Результаты исследований представлялись в относительном виде, по сравнению с плоской пластиной, у которой скорость обтекания соответствовала скорости потока вдоль торцевой стенки криволинейного канала. Это позволило исключить влияние продольного градиента давления на интенсивность теплообмена.

### 3. Криволинейный канал

Эксперименты на обособленном криволинейном канале (рис. 4) показали, что интенсивность теплообмена на торцевой поверхности при незначительной толщине пограничного слоя на входе (1 мм) крайне неравномерна вдоль канала и поперек его.

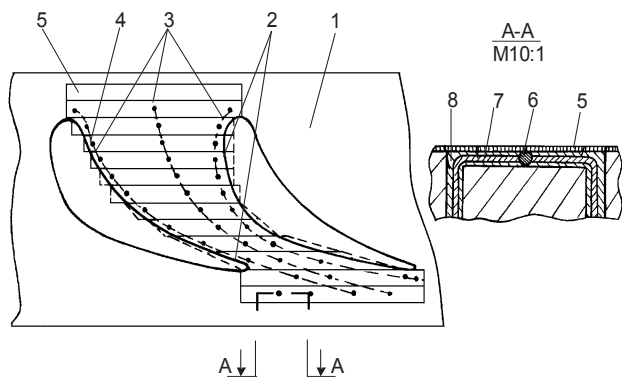


Рис. 3. Схема размещения нагревателя и термопар на торцевой поверхности криволинейного канала: 1— торцевая поверхность; 2— криволинейная стенка канала; 3— линии установки термопар; 4— места установки термопар; 5— полоски нагревателя; 6— горячий спай термопары; 7— термопарные провода; 8— отверстия для термопарных проводов

Для базовой относительной высоты канала  $\bar{h} = 1,0$  интенсивность теплообмена на его входе (до “горла”) снижается (примерно в 1,6...2 раза) как по потоку, так и поперек канала, от вогнутой стенки к выпуклой. Исключение составляет локальное увеличение на входе около вогнутой стенки. За “горлом” наблюдается интенсификация теплообмена, степень которой растет от вогнутой стенки к выпуклой. В итоге около выпуклой стенки на выходе из канала уровень теплообмена становится даже больше, чем на входе. В то же время около вогнутой стенки это явление проявляется значительно слабее. Картина изменения интенсивности теплообмена вдоль средней линии занимает промежуточное положение.

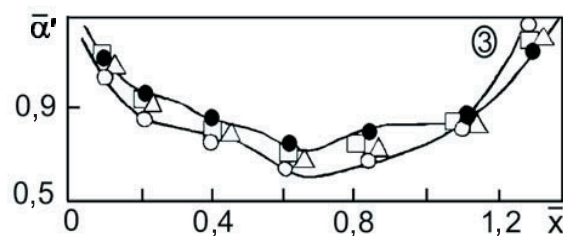
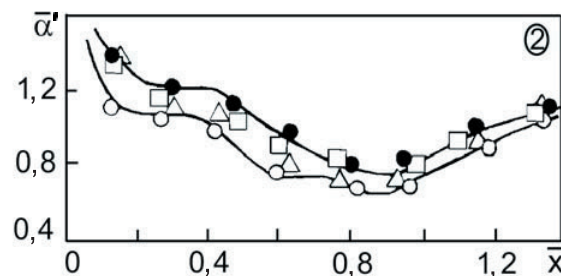
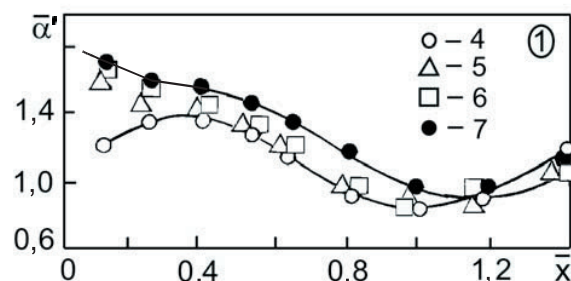


Рис. 4. Относительное изменение интенсивности локального теплообмена вдоль торцевой поверхности криволинейного канала ( $Re_\tau = 3,7 \cdot 10^5$ ;  $\delta_{вх} = 1 \text{ мм}$ ) по сравнению с плоской пластиной: 1...3 — около вогнутой стенки, средней линии и выпуклой стенки канала соответственно; 4...7-  $\bar{h} = 1,0; 0,47; 0,24$  и  $0,14$  соответственно

Учитывая предложенный выше способ представления экспериментальных данных, можно предположить, что основной физической причиной, определяющей особенности теплообмена около торцевой стенки канала, остается влияние вторичного течения на тривиальную картину изменения характеристик пограничного слоя. Более интенсивный теплообмен около вогнутой стенки канала (по сравнению с безградиентным течением вдоль пластины) определено связан с уменьшением толщины пограничного слоя. Про-

исходит отток среды с низкопотенциальной энергией в сторону выпуклой стенки. На ее место, преодолевая гидравлическое сопротивление угловой зоны, где в потоке уже заложена предрасположенность к формированию парного углового вихря [2], поступает среда из пограничного слоя вогнутой стенки канала. По мере приближения к выпуклой стенке пограничный слой набухает и, естественно, интенсивность теплообмена падает.

Далее при натекании вторичного течения на выпуклую стенку образуется каналный вихрь, и набухший пограничный слой выносится в ядро потока и на выпуклую стенку.

За оторвавшимся вихрем толщина пограничного слоя существенно падает, что в условиях вихревого течения во внешнем потоке вызывает резкую интенсификацию теплообмена на выходе из канала около выпуклой стенки.

При этом неординарное увеличение коэффициентов теплоотдачи возле вогнутой стенки на входе может быть связано с наличием здесь диффузорного участка течения [6, 9], который усиливает неустойчивость пограничного слоя.

Уменьшение относительной высоты канала по сравнению с базовой практически не влияет на характер изменения интенсивности теплоотдачи за исключением входного участка около вогнутой стенки, где с уменьшением  $\bar{h}$  исчезает участок увеличения относительного коэффициента теплоотдачи. При этом интенсивность теплообмена на всей торцевой поверхности с уменьшением  $\bar{h}$  возрастает почти одинаково (в 1,1...1,2 раза).

Вероятно, это связано с усилением взаимовлияния вторичных течений на противоположных торцевых поверхностях.

#### 4. Межлопаточный канал

Общий характер изменения теплообмена на торцевой поверхности в межлопаточном канале такой же, как и для криволинейного канала (рис. 5). Интенсивность теплообмена вдоль канала сначала падает, а потом возрастает. Ее уровень выше около выпуклой поверхности, а меньше около вогнутой. Однако заметны и существенные различия. Так при базовой относительной высоте канала  $\bar{h} = 1,0$  уровень теплообмена заметно выше практически на всей торцевой поверхности.

Вместе с тем исчезает небольшой участок возрастания теплоотдачи, существующий у криволинейного канала, и около входной кромки межлопаточного канала теплообмен возрастает на 30...40%. Затем, вплоть до выхода из канала уровень теплообмена несколько ниже, чем в криволинейном канале, как около вогнутой стенки, так и во всем выходном сечении. В итоге существенно снижается общая неравномерность теплообмена.

Несомненно, это является доказательством того, что подковообразный вихрь, сворачивая пограничный слой на входе в канал, ограничивает интенсивность вторичного течения внутри канала и, как следствие, снижает мощность образующегося каналного вихря [9].

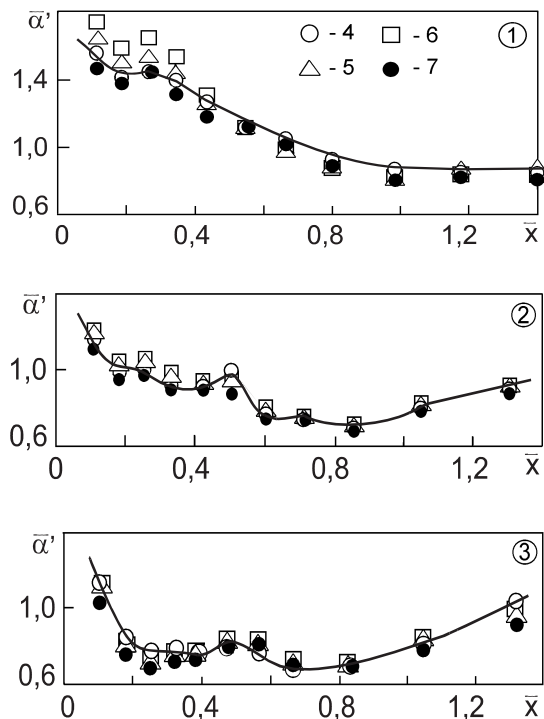


Рис. 5. Изменение относительной интенсивности локального теплообмена вдоль торцевой поверхности межлопаточного канала ( $Re_1 = 3,3 \cdot 10^5$ ;  $\delta_{вх} = 2,0$  мм) по сравнению с плоской пластиной: 1...7 — обозначения на рис. 4.

Уменьшение относительной высоты канала практически не влияет на уровень относительного теплообмена и характер его изменения на торцевой поверхности. Исключением является небольшой участок на входе в канал около вогнутой его стенки. Здесь наблюдается сначала некоторый рост относительной теплоотдачи, а при  $\bar{h} = 0,14$  его падение до первоначального значения.

Из представленных зависимостей для межлопаточного канала видно, что расположение подковообразного вихря на торцевой стенке хорошо traversируется локальным увеличением относительной теплоотдачи.

#### Выводы

Экспериментальное исследование теплообмена на торцевой стенке криволинейного и межлопаточного каналов при тонком пограничном слое на входе показало:

- изменение интенсивности относительного теплообмена носит неравномерный характер как поперек, так и вдоль канала с минимумом в районе узкого сечения;
- интенсивность относительного теплообмена уменьшается вниз по потоку и от вогнутой стенки к выпуклой, за исключением области на выходе из канала;
- уменьшение относительной высоты канала усиливает относительный теплообмен около торцевой поверхности криволинейного канала и слабо влияет на него в межлопаточном канале;
- представленные в относительных координатах зависимости, оценивая степень влияния основных вторичных течений в коротких криволинейных каналах плоского типа на локальный теплообмен около торцевой стенки, позволяют существенно упростить его расчет.



## Литература

1. Швец И. Т., Дыбан Е. П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. – Киев: Наук. думка, 1974. - 487 с.
2. Копелев С.З., Тихонов Н.Д. Расчет турбин авиационных двигателей. - М.: Машиностроение, 1974. - 268 с.
3. Nikuradse I. Turbulente Stromung in nicht kreisformigen Rohren // Ing. Arch. - 1930. - Bd. 1. - S. 306-332.
4. Гесснер Ф. Б., По Дж. К., Эмери А. Ф. Измерения развивающегося турбулентного течения в квадратном канале / Пер. с англ. под ред. А. С. Гиневского // Турбулентные сдвиговые течения. 1.-М.: Машиностроение, 1982. - 432 с.
5. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. -М.: Наука, 1972.-471 с.
6. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. - М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961. - 671 с.
7. Goldstein R.J., Yoo S.Y., Chung M.K. Convective Mass Transfer from a Square Cylinder and its Base Plate. – P. 90-103.
8. Wang H.P., Olson S.J., Eckert R.G. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades // ASME Paper 95-GT-7.
9. Хапатов А.А., Коваленко А.С. Теплообмен и гидродинамика ускоренного потока в плоских криволинейных каналах. -Киев: Наук. думка, 2006.-224 с.

УДК 621.175

# ОПТИМИЗАЦИЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И КОНТАКТНОГО ТЕПЛОМАССООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВЛАГИ ИЗ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ С МАЛЫМ ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕМ

С. А. Кузнецова

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник

ОАО «НЭТ»»

а/я 17, г. Николаев, Украина, 54030

Контактный тел.: 8 (0512) 35-32-98

E-mail – aootnet@ukr.net

*Надано обґрунтування заміни випарно-го охолодження газопарової суміші теплопередачею для підвищення енергоефективності тепло- і масоутилізаційного контуру в контактних газопарових турбінних установках*

*Ключові слова: заміна, випарне охолодження, теплопередача, енергоефективність, контактна газопаротурбінна установка*

*Представлено обоснование замены испарительного охлаждения газопаровой смеси теплопередачей для повышения энергоэффективности тепло- и масоутилизационного контура в контактных газопаровых турбинных установках.*

*Ключевые слова: замена, испарительное охлаждение, теплопередача, энергоэффективность, контактная газопаротурбинная установка*

*The justification of substitution of vapor cooling of steam-and-gas mixture by the heat transfer for energy efficiency heightening of heat mass utilization circuit in contact gas-steam turbine plant are presented*

*Key words: substitution, vapor cooling, heat transfer, energy efficiency, a contact gas-steam turbine plant*

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями

Контактные газопаровые турбинные установки (КПТУ) используют утилизацию теплоты и массы газопаровой смеси с малым влагосодержанием (ГПС).

При этом утилизацию теплоты осуществляют в паровом котле-утилизаторе (КУП), а массы - в контактном конденсаторе (КК), которые являются элементами тепло- и масоутилизационного контура (ТМУК) (рис. 1). Утилизацию воды из газопаровой смеси в дей-